

ДИНАМІЧНІ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ВІЗКОМ НАПІВПРИЧЕПА

Босенко В.М., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, bosia4ok@ukr.net, orcid.org/0000-0002-9654-949X

Тімков О.М., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, o.timkov@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-7925-7030

Яценко Д.М., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, y_d@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3674-0089

Корпач О.А., кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, Київ, Україна, korpach1988@gmail.com, orcid.org/0000-0002-2496-4395

DYNAMIC CONTROL SYSTEMS OF A SEMI-TRAILER TROLLEY

Bosenko V.M., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine, bosia4ok@ukr.net, orcid.org/0000-0002-9654-949X

Timkov O.M., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine, o.timkov@ntu.edu.ua, orcid.org/0000-0002-7925-7030

Yaschenko D.M., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine, y_d@ukr.net, orcid.org/0000-0003-3674-0089

Korpach A.A., Ph.D., National Transport University, Kyiv, Ukraine, korpach1988@gmail.com, orcid.org/0000-0002-2496-4395

Постановка проблеми. Насьогодні, стан розвитку рухомого складу автомобільного транспорту характеризується різноманітними типами та видами автомобілів, причепів і напівпричепів. Для перевезення великих партій вантажу доцільно використовувати автопоїзди різноманітних компоувальних схем. Поряд з найбільш поширеними двовісними автомобілями з передніми керованими колесами отримують все більший розвиток нові конструкції з іншими компоувальними схемами і системами управління поворотом: автомобілі і автопоїзди з усіма керованими колесами, багатовісні автомобілі з різним числом і розташуванням керованих коліс, машини з неповоротними колесами, зчленовані колісні машини тощо [1]. Великі габаритні розміри автопоїзда призводять до значного збільшення його габаритної смуги руху та значно ускладнюють керування ним. На сьогодні у більшості країн світу поряд з обмеженням масових показників автомобілів і автопоїздів регламентуються їх габаритні розміри, в Європі діє директива 96/53/ЕС від 1996 року. Дозволена довжина сидельного автопоїзда 16,5 м, автопоїзд повинен вписатися в поворот, обмежений відповідно радіусами 12,5 і 5,3 м [2]. При наявності у автопоїзда керованих ланок труднощі виникають у тому, що суттєво ускладнюється дослідження руху такого автотранспортного засобу з причини необхідності урахування впливу значної кількості факторів на характер їх руху. Взаємодія сусідніх ланок при русі автопоїзда розповсюджується в решті–решт на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення складових автопоїзда від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху[3]. Враховуючи те, що автопоїзд є засобом підвищеної небезпеки, перш за все, слід робити кроки у напрямку досліджень маневреності автопоїздів, результати яких будуть підґрунтям для вирішення багатьох технічних питань.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відомо, що найбільша ефективність перевезень буде досягатися у тоді, коли повністю буде використовуватися максимальна допустима довжина автопоїзда і його максимальна вантажопідйомність. Проте, багато проведених досліджень [4-8] показали, що напівпричіп такого автопоїзда повинен бути керованим, вибір закону управління та обґрунтування приводу управління яким залишається не до кінця вирішеним.

Управління візком напівпричепи може здійснюватися чотирма основними способами [9]:

- кінематичний спосіб управління поворотом коліс, осей тощо;
- кінематичний спосіб управління поворотом ланок шарнірно зчленованих автомобільних транспортних засобів;
- динамічний спосіб управління автомобільних транспортних засобів шляхом регулюванням співвідношень кутових швидкостей коліс;

– комбіновані способи управління.

Застосування автопоїздів з керованими причіпними ланками ускладнює процес руху автопоїзда. Взаємодія ланок автопоїзда впливає на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення його складових від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху.

Кінематичний спосіб управління поворотом напівпричепа за допомогою коліс, осей, опор може бути здійснений трьома варіантами управління:

- система прямого управління;
- зворотна систему управління;
- подвійна система управління.

Кожен з них має певний вплив на траєкторію руху автопоїзда.

Динамічний спосіб управління ґрунтується на використанні еластичності шин, що дозволяє створювати машини з неповоротними колесами і різним ступенем обертальності. Цей спосіб характерний для візків напівпричепів.

Мета роботи полягає у порівняльній оцінці маневреності автопоїздів за різних законів та способів управління візком напівпричепа із застосуванням динамічного способу повороту коліс візка напівпричепа.

Виклад основного матеріалу.

При динамічному способі управління візком напівпричепа шляхом пригальмовування коліс візка можливі 6 варіантів, рисунок 1:

- а) – пригальмовування колесами візка по-діагоналі;
- б) – пригальмовування колесами внутрішнього борту візка;
- в) – пригальмовування колесами зовнішнього борту візка;
- г) – пригальмовування усіма колесами візка;
- д) – пригальмовування колесами задньої осі візка;
- е) – пригальмовування колесами передньої осі візка.

Кожна з систем має свої особливості траєкторії причіпної ланки щодо траєкторії автомобіля тягача.

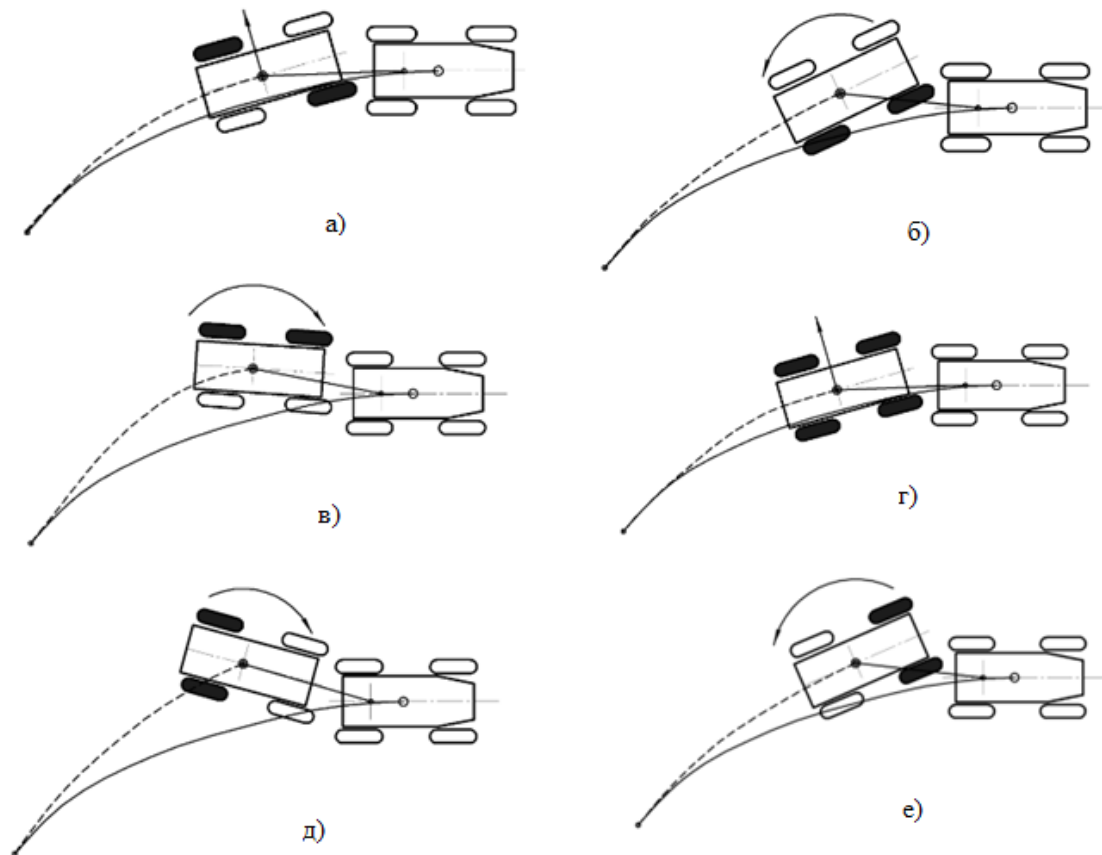


Рисунок 1 – Динамічні системи управління візком напівпричепа
Figure 1 – Dynamic control systems of a semi-trailer truck

Наприклад, якщо гальмуються колеса внутрішнього борту або передня вісь причепа, то причіп рухається нестійко й виникає занос його передньої осі вбік (рисунок 1, б, е), якщо гальмуються колеса зовнішнього борту або задня вісь причепа, то спостерігається занос причепа (рисунок 1, в, д).

При гальмуванні автопоїзда ефективність використання колісних гальмівних механізмів автомобіля–тягача й причепа може бути різною, що обумовлено більшою кількістю факторів, в числі яких перерозподіл нормальних реакцій при гальмуванні, значення коефіцієнта розподілу гальмівних моментів, наявність регуляторів (РГМ або АБС).

Стійкість руху автопоїзда при гальмуванні, поряд з ефективністю дії гальмівної системи, має досить важливе значення. При нормальному русі автопоїзда й правильному його гальмуванні, коли на всіх колесах створюються гальмівні сили, що відповідають зчпній масі, що приходиться на них, без доведення коліс до повного блокування, рух відбувається досить стійко. Порушення стійкості автопоїзда звичайно пов'язане з настанням заносу однієї з осей автомобіля або причепа, найбільш частою причиною якого є блокування коліс, що гальмують.

У той же час слід помітити, що ковзання (рух юзом) коліс окремих осей автопоїзда ще не викликає обов'язкового порушення стійкості, тому що за певних умов можливе збереження прямолінійного руху з невеликими коливаннями загасаючого характеру.

У випадку неправильного гальмування, коли гальмування коліс окремих осей тягового автомобіля й причепа здійснюються не строго одночасно або власні сповільнення тягового автомобіля й причепа виявляються неоднаковими, відбувається стиск або розтягання пружини тягово–зчпного пристрою. Автопоїзд починає рухатися в напруженому стані, маючи запас внутрішньої енергії. У такому стані з появою бічних сил, що збурюють, порушується стійкість руху автопоїзда, і він починає здійснювати коливальні рухи.

Основними наслідками порушення стійкості у випадку прикладення тимчасово діючої бічної сили, що збурює, прикладеної до тієї або іншої осі автопоїзда, є занос цієї осі. Якщо коливання носять згасаючий характер, рух автопоїзда триває нормально. Якщо ж коливання в процесі руху зростають, рух автопоїзда стає нестійким.

При правильному гальмуванні автопоїзд рухається стійко як при гальмуванні на прямій, так і на повороті.

Попередніми дослідження було встановлено, що найефективніше використовувати одночасно і кінематичний і динамічний способи управління колесами або осями напівпричепа [1].

Для автопоїзда «оптимальний» закон управління поворотними осями возика напівпричепа (за якого траєкторії автомобіля–тягача і напівпричепа співпадають між собою) записано у вигляді [10]:

$$\theta_2 = h\varphi,$$

де φ – перший кут складання;

$$h = \text{коефіцієнт передачі } h = 1 - \frac{2V^2}{gk_2L_1};$$

V – лінійна швидкість руху автопоїзда;

k_2 – коефіцієнт опору відведення коліс приведеної ланки (напівпричепа);

L_1 – база напівпричепа.

У свою чергу, перший кут складання визначено як

$$\phi_1 = \frac{\theta_1}{1+h_1} \times \frac{\left(\frac{1}{k_3} - \frac{1}{k_\Sigma}\right) \times \frac{V^2}{g} - (L_1 + c - b)}{\left(\frac{1}{k_\Sigma} - \frac{1}{k_1}\right) \times \frac{V^2}{g} - l},$$

де $k_\Sigma = k_{11} + k_{12}$ – сума коефіцієнтів опору відведення коліс другої і третьої осей тягача; k_1 – коефіцієнт опору відведення коліс керованої осі тягача; k_3 – коефіцієнт опору відведення коліс приведеної ланки; l – база автомобіля–тягача; c – відстань від центра мас до точки зчпки тягача і напівпричепа; b – відстань від точки зчпки до задньої осі тягача.

Кінематичні співвідношення, що забезпечують збіг траєкторій тягача і возика напівпричепа, записані в такому вигляді:

$$\theta_2 = \left[\operatorname{arctg} \left(\frac{2 \operatorname{tg} \phi_2}{1 - k + \sqrt{(1 - k)^2 - 4k \operatorname{tg}^2 \phi_2}} \right) \right] - \phi_2,$$

де ϕ_2 – другий кут складання; k – коефіцієнт, що враховує бічне переміщення центра мас візка напівпричепа за рахунок бічної пружності шин.

Методика визначення кута ϕ_2 , а також ϕ_1 буде різною в залежності від положення візка напівпричепа відносно автомобіля–тягача, що здійснює поворот.

У загальному вигляді можна записати

$$\theta_2 = f(\phi_2, k).$$

Для автопоїзда з керованим напівприцепом рівняння для визначення коефіцієнта передачі записується у вигляді:

$$h = \left(1 + 2 \frac{c - b}{L_1}\right) - 2 \frac{V^2}{L_1 g} \left(\frac{1}{\bar{k}_2} - \frac{1}{\bar{k}_{1\Sigma}}\right),$$

де $\bar{k}_2, \bar{k}_{1\Sigma}$ – безрозмірені коефіцієнти опору відведення коліс керованої осі візка і некерованих коліс тягача; c, b – геометричні параметри тягача.

Тоді

$$\theta_2 = h(\phi_1 + \phi_2),$$

де h визначається як функція набору параметрів

$$h = f(V, k_{ij}, m_i, a, b_i, c_1, d_1, d_2, b_{2j})$$

які у процесі руху не залишаються сталими, тобто привід керування возиком напівпричепа повинен бути регульованим і змінювати своє передаточне число від мінімального значення (близького до нуля) до максимального (близького до нескінченості). Таке регулювання можна здійснити шляхом гальмування коліс одного борту.

За прийнятим законом управління визначимо величину гальмівного моменту коліс одного ботру возика напівпричепа, припускаючи, що точка зчіпки рухається по колу зі сталою швидкістю. У цьому випадку положення візка однозначно визначається законом управління його осями. При цьому втрачається один ступінь волі, тобто немає необхідності описувати положення возика напівпричепа окремим рівнянням по ϕ_2 . Будемо вважати, крім того, що і друга точка зчіпки O_2 рухається також по колу. При цьому для спрощення підрахунків зведемо всі осі візка до однієї, що відстоїть на відстань l_1 від центра мас візка. Позначимо приведені момент і масу візка як \bar{I}_1, m_1 .

Нехай точка зчіпки O_1 рухається по колу радіуса R із швидкістю V (Рисунок 2). Тоді кутова швидкість радіуса вектора точки O_1 визначиться як $\omega = \frac{V}{R}$.

Рівняння, що описує ланку, записано у вигляді:

$$(I_1 + m_1 d_1^2) \ddot{\phi}_1 + m_1 d_1 \omega [V \cos \phi_1 - (U - \omega c) \sin \phi_1] = L_1 Y_2(\delta_2) - M_{\text{зал}},$$

$$\text{де } \delta_2 = -\theta_2 + \operatorname{arctg} \frac{-V \sin \phi_1 - (U - \omega c) \cos \phi_1 + (\omega - \dot{\phi}_1) L_1}{V \cos \phi_1 - (U - \omega c) \sin \phi_1}.$$

Розглянемо спочатку лінійний закон управління, тобто $\theta_2 = h\phi_1$.

Тоді рівняння рівноваги напівпричепа щодо вертикальної осі, яка проходить через точку O_1 ,

запишеться у вигляді:

$$Y_2(\delta_2)L_1 - M_{\text{зан}} = m_1\omega^2 R \cos \phi_1 d_1,$$

де $Y_2(\delta_2)L_1$ – момент бічної сили;

$m_1\omega^2 R \cos \phi_1 \bar{d}_1$ – момент сил інерції.

Після лінеаризації це рівняння перетвориться в таке

$$k_2[-(h+1)\phi_1 + \frac{L_1}{R}] - \bar{M}_{\text{зан}} = \frac{\omega^2 R}{g},$$

де $\bar{M}_{\text{зан}}$ – безрозмірний (віднесений до сили тяжіння від маси, що приходить на возик напівпричепа, і координати центра мас напівпричепа a , тобто відстані від центра мас до точки зчипки тягача з напівприцепом) гальмівний момент.

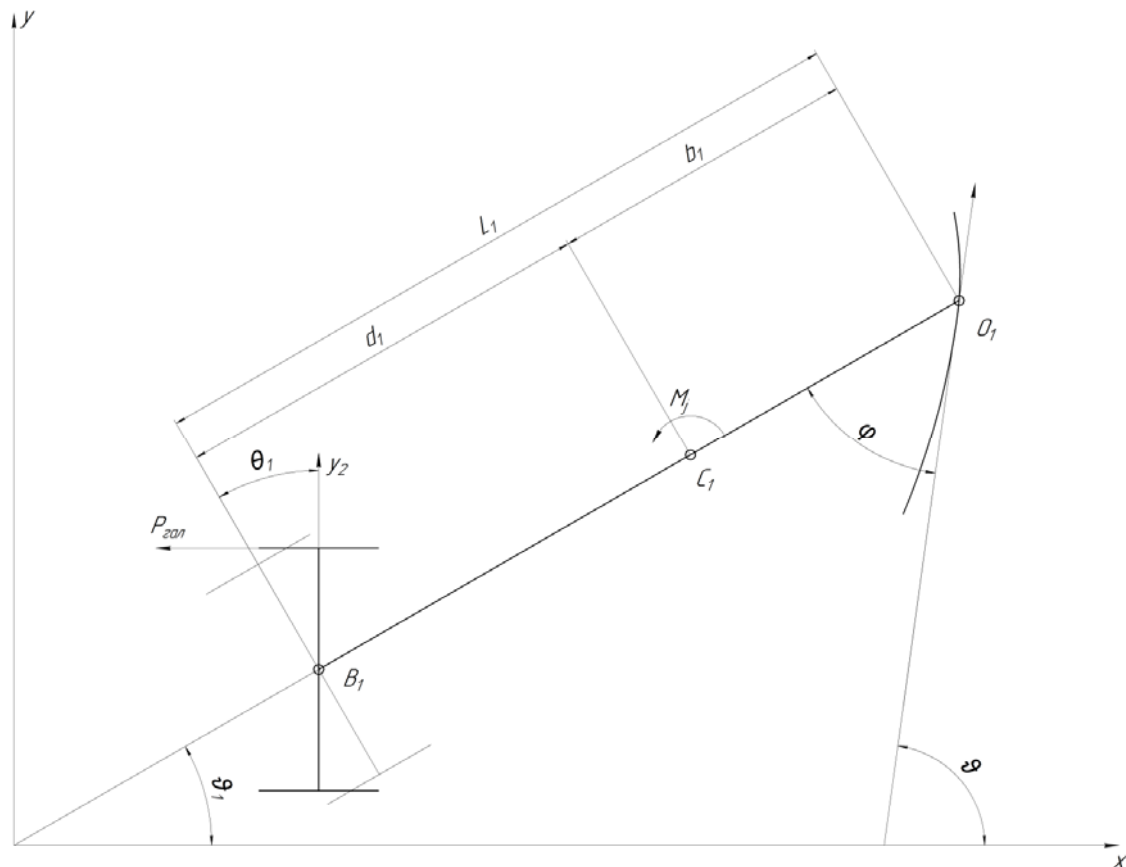


Рисунок 2 – До визначення закону управління причіпною ланкою

Figure 2 – To determine the law of control of the trailer link

З цього виразу можна одержати аналітичну залежність для визначення першого кута складання.

З іншого боку, вимога відслідкування траєкторії точки зчипки причіпною ланкою накладає умову, за якою (при $L > 2R$ задача не має рішення) [10]:

$$\begin{cases} \sin \phi_1 = \frac{L_1}{2R} \approx \phi_1 \\ \phi_1 = \frac{1}{(1+h)R} \left(L_1 - \frac{V^2}{gk_2} \right) \end{cases}$$

Спільне рішення рівнянь, що описують ці дві вимоги, визначає собою передаточне відношення системи управління напівприцепом

$$h = 1 - \frac{2V^2}{gk_2L_1} \pm \bar{M}_{z_{all}}$$

Отже, значення h є функцією не тільки геометричних параметрів і безрозмірних коефіцієнта опору бічному відведенню k_2 і гальмівного моменту $\bar{M}_{z_{all}}$, але і швидкості руху автопоїзда, тобто отриманий закон управління пов'язаний із характерною швидкістю $V_* = \sqrt{k_2L_1g}$ такою, що якщо $V < V_*$, то напівпричіп орієнтується у внутрішню сторону і гальмівний момент повинен бути прикладений до коліс зовнішнього борту, а при $V > V_*$, – у зовнішню і гальмівний момент повинен бути прикладений до коліс внутрішнього борту. Цим пояснюється наявність знаку \pm біля гальмівного моменту.

У таблиці 1 наведені результати розрахунку зсуву траєкторії возика напівпричепи щодо траєкторії автомобіля–тягача при виконанні автопоїздом різноманітних маневрів. При цьому розглядався автопоїзд з некерованим напівприцепом, з подвійним приводом управління напівприцепом, з подвійним приводом керування напівприцепом і гальмуванням коліс одного борту. При цьому коефіцієнт k у виразі, що визначає гальмівний момент на колесах одного борту возика напівпричепи, прийнято рівним 0,2.

Аналіз даних таблиці 1 показує, що подвійний привід керування, а також подвійний привід керування з корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту забезпечують прийнятну вписуваність автопоїзда в найбільше типових умовах руху – поворотах на 90° і 180° . Проте при круговому русі і виконанні маневру «переставка» подвійний привід керування з корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту забезпечує більш точне відслідковування траєкторії автомобіля–тягача возиком напівпричепи у порівнянні з подвійним приводом керування. Разом з тим, і подвійний привід керування забезпечує досить прийнятні результати у порівнянні з автопоїздом із некерованим напівприцепом.

Таблиця 1 – До аналізу ефективності управління поворотними осями возика напівпричепи

Table 1 – To the analysis of the effectiveness of the control of the turning axles of the semi-trailer truck

Маневр	V, м/с	$\theta_1(\dot{\theta}_1)$, рад (рад/с)	Зсув траєкторії возика по відношенню до траєкторії тягача, м		
			без керування	Подвійний привід керування	Подвійний привід керування і гальмування коліс одного борту
Поворот на 90°		0,3 (0,05)	4,24	0,76	0,12
Поворот на 180°	5	0,3 (0,05)	4,16	0,72	0,10
Переставка	5	0,1 (0,10)	2,71	0,43	0,09
Поворот на 360°	5	0,3 (0,05)	4,02	0,58	0,06

Із наведених результатів розрахунку слідує, що застосування гальмування коліс одного борту возика для корекції траєкторії напівпричепи ефективно при малих швидкостях руху, за яких забезпечуються як високі показники маневреності, так і не порушуються ще показники стійкості руху.

Висновки. Проведеними розрахунками встановлено, що подвійний привід керування, а також подвійний привід керування з корекцією траєкторії возика шляхом гальмування коліс одного борту забезпечують прийнятну вписуваність автопоїзда в найбільше типових умовах руху – поворотах на 90° і 180° . Проте при круговому русі і виконанні маневру «переставка» привід керування, що досліджується, забезпечує більш точне відслідковування траєкторії автомобіля–тягача. Разом з тим, і подвійний привід керування забезпечує досить прийнятні результати у порівнянні з автопоїздом із

некерованим напівпричепом. Із наведених результатів розрахунку слідує, що застосування гальмування коліс одного борту возика для корекції траєкторії напівпричепа ефективно при малих швидкостях руху, за яких забезпечуються як високі показники маневреності, так і не порушуються ще показники стійкості руху, проте отримані закономірності потребують експериментальної перевірки.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Сахно В.П. До порівняльної оцінки маневреності гібридних автопоїздів за різних схем управління напівпричепом / В.П. Сахно, В.М. Поляков, Д.М. Ященко, В.М. Босенко, О.О. Лисенко // Вісник Національного транспортного університету: – К.: НТУ, 2017. – Випуск 3(39). – С.169–183.

2. DIRECTIVE 2002/7/EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53/EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. – 2002. – No L67/47-49.

3. Мурованый И.С. К вопросу использования большегрузных автопоездов для перевозки грузов в междугородном и международном сообщении / И.С. Мурованый, А.Е. Бондаренко, В.М. Глинчук, О.А. Энглезы // Управління проектами, системний аналіз і логістика: Науковий журнал. Вип. 3. – К.: НТУ, 2006. – С. 94–100.

4. Сахно В.П., Стельмашук В.В., Придюк В.М. До визначення показників маневреності автопоїзда-контейнеровоза // Проблеми автомобільного транспорту: Збірник наукових праць: Випуск 8. – Київ: НТУ, 2011. – С.157-165.

5. Сахно В.П. До визначення показників маневреності автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Сахно, Р.М.Кузнецов, В.П.Онищук // Міжвузівський збірник «НАУКОВІ НОТАТКИ». Луцьк, 2010.- Випуск № 28. -С. 478-484.

6. Сахно В.П. До вибору типу приводу управління напівпричепом довгобазового автопоїзда-контейнеровоза / В.П.Сахно, П.І.Гуменюк, Р.М.Марчук, В.М.Сондак // Автошляховик України. Окремий випуск. Вісник ПНЦ ТАУ. – 2011. – Вип. 14. – С.

7. Сахно В.П. Шляхи підвищення маневреності автопоїзда з керованим довгобазним напівпричепом / В.П.Сахно, М.І.Загороднов, С.В.Гейко, Р.Г.Кізуб, В.М.Сондак // Автошляховик України. –2001. - №1. С.19-21.

8. Сахно В.П. До визначення конструктивних і компоновальних параметрів автопоїзда-контейнеровоза / Сахно В.П., Онищук В.П., Придюк В.М. // Вісник НТУ. — К.:НТУ, 2009. —№19.- С.80-83.

9. Бобошко А.А. Нетрадиционные способы маневрирования колесных машин / А.А.Бобошко. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2006. – 172 с.

10. Сахно В.П. До визначення показників маневреності автопоїзда з подвійним приводом управління напівпричепом та гальмуванням коліс одного борту возика. / В.П. Сахно, В.М. Поляков, О.А. Енглезі, В.М. Босенко // Проблеми транспорту. – К.: НТУ–2013–2014. – Вип. 10.–С. 41–46.

REFERENCES

1.Sakhno V.P. Until the previous assessment of the maneuverability of hybrid road trains for different schemes for managing the drink / V.P. Sakhno, V.M. Polyakov, D.M. Yashchenko, V.M. Bosenko, O.O. Lisenko // Bulletin of the National Transport University: - K .: NTU, 2017. - Issue 3 (39). – P.169–183. (Ukr)

2. DIRECTIVE 2002/7 / EC of European parliament and of the council of 18 February 2002 amending Council Directive 96/53 / EC of 25 July 1996 laying down for certain road vehicles circulating within the Community the maximum authorized dimensions in national and international traffic and the maximum authorized weights in international traffic. // Official Journal of the European Communities. - 2002. - No L67 / 47-49. (Eng)

3. Murovany I.S. On the issue of using heavy-duty road trains for the transportation of goods in long-distance and international traffic / I.S. Murovany, A.E. Bondarenko, V.M. Glinchuk, O.A. Anglesey // Project Management, System Analysis and Logistics: Science Journal. Vip. 3. - K.: NTU, 2006. - S. 94–100. (Ukr)

4. Sakhno V.P. Stelmashchuk V.V., V.M. Prydyuk By the determination of the mobility-train container truck transport // Problems: Collected Works, Vol. 8 - Kyiv, NTU, 2011. - p.157-165. (Ukr)

5. Sakhno VP By the determination of the mobility-train container /V.P.Sahno, R.M.Kuznyetsov, V.P.Onyschuk // Interuniversity collection «Science notes». Luck, 2010.- № 28. Issue -С. 478-484. (Ukr)
6. V.P. Sakhno the choice of the type of drive train control vehicle long-base container /V.P.Sahno, P.I.Humenyuk, R.M.Marchuk, V.M.Sondak // Avtoshlyahovyk Ukraine. Installment. Bulletin PNTS Tau. - 2011. - Vol. 14 - p. (Ukr)
7. Sakhno V.P. Ways to increase the flexibility of the train operated vehicle long-base /V.P. Sakhno, M.I. Zahorodnov, S.V. Heyko, R.H. Kizub, V.M. Sondak // Avtoshlyahovyk Ukraine. -2001. - №1. p.19-21. (Ukr)
8. Sakhno V.P. By determining the design and layout options-train container / Sakhno V.P., Onischuk V.P., Prydyuk V.M. // Vestnik NTU. K : NTU, 2009. №19.- p.80-83. (Ukr)
9. Boboshko A.A. Non-traditional ways of maneuvering wheeled vehicles /A.A. Boboshko machines. - Kharkov: Publishing House HNADU, 2006. - 172 p. (Ukr)
10. Sakhno V.P. To determine the maneuverability indicators of a road train with a double-drive semi-trailer control and wheel braking on one side of the cart. / V.P. Sakhno, V.M. Polyakov, O.A. Anglesey, V.M. Bosenko //Problems of transport. - K.: NTU-2013-2014. - Issue 10.–S. 41–46. (Ukr)

РЕФЕРАТ

Босенко В.М. Динамічні системи управління візком напівпричепа / В.М. Босенко, О.М. Тімков, Д.М. Яценко, О.А. Корпач // Вісник Національного транспортного університету. Секція «Технічні науки». Науковий журнал. – К.: НТУ, 2022. – Вип. 3 (53).

У статті проведено аналіз динамічних систем управління візком напівпричепа та ефективності управління поворотними осями візка напівпричепа.

Об'єкт дослідження – динамічні системи управління колесами (осями) візка напівпричепа .

Мета роботи полягає у порівняльній оцінці маневреності автопоїздів за різних законів та способів управління візком напівпричепа із застосуванням динамічного способу повороту коліс візка напівпричепа.

Методи дослідження – аналітичний, порівняльний.

Насьогодні, стан розвитку рухомого складу автомобільного транспорту характеризується різноманітними типами та видами автомобілів, причепів і напівпричепів. Для перевезення великих партій вантажу доцільно використовувати автопоїзди різноманітних компоновальних схем. Поряд з найбільш поширеними двовісними автомобілями з передніми керованими колесами отримують все більший розвиток нові конструкції з іншими компоновальними схемами і системами управління поворотом: автомобілі і автопоїзди з усіма керованими колесами, багатовісні автомобілі з різним числом і розташуванням керованих коліс, машини з неповоротними колесами, зчленовані колісні машини тощо. Великі габаритні розміри автопоїзда призводять до значного збільшення його габаритної смуги руху та значно ускладнюють керування ним.

При наявності у автопоїзда керованих ланок труднощі виникають у тому, що суттєво ускладнюється дослідження руху такого автотранспортного засобу з причини необхідності урахування впливу значної кількості факторів на характер їх руху. Взаємодія сусідніх ланок при русі автопоїзда розповсюджується в решті–решт на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення складових автопоїзда від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху. Враховуючи те, що автопоїзд є засобом підвищеної небезпеки, перш за все, слід робити кроки у напрямку досліджень маневреності автопоїздів, результати яких будуть підґрунтям для вирішення багатьох технічних питань.

Найбільша ефективність перевезень буде досягатися у тоді, коли повністю буде використовуватися максимальна допустима довжина автопоїзда і його максимальна вантажопідйомність. Застосування автопоїздів з керованими причіпними ланками ускладнює процес руху автопоїзда. Взаємодія ланок автопоїзда впливає на весь транспортний засіб і викликає певні відхилення його складових від заданого ведучою ланкою (тягачем) напрямку руху.

Динамічний спосіб управління ґрунтується на використанні еластичності шин, що дозволяє створювати машини з неповоротними колесами і різним ступенем обертальності. Цей спосіб характерний для візків напівпричепів.

Стійкість руху автопоїзда при гальмуванні, поряд з ефективністю дії гальмівної системи, має досить важливе значення. При нормальному русі автопоїзда й правильному його гальмуванні, коли на всіх колесах створюються гальмівні сили, що відповідають зчпній масі, що приходить на них, без доведення коліс до повного блокування, рух відбувається досить стійко. Порушення стійкості

автопоїзда звичайно пов'язане з настанням заносу однієї з осей автомобіля або причепа, найбільш частою причиною якого є блокування коліс, що гальмують.

Основними наслідками порушення стійкості у випадку прикладення тимчасово діючої бічної сили, що збудує, прикладеної до тієї або іншої осі автопоїзда, є занос цієї осі. Якщо коливання носять згасаючий характер, рух автопоїзда триває нормально. Якщо ж коливання в процесі руху зростають, рух автопоїзда стає нестійким. При правильному гальмуванні автопоїзд рухається стійко як при гальмуванні на прямій, так і на повороті.

Проведеними дослідженнями встановлено, що застосування гальмування коліс одного борту возика для корекції траєкторії напівпричепа ефективно при малих швидкостях руху, за яких забезпечуються як високі показники маневреності, так і не порушуються ще показники стійкості руху, проте отримані закономірності потребують експериментальної перевірки.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: АВТОПОЇЗД, НАПІВПРИЧІП, МАНЕВРЕНІСТЬ, СПОСІБ УПРАВЛІННЯ ПОВОРОТОМ, СТІЙКІСТЬ.

ABSTRACT

Bosenko V.M., Timkov O.M., Yashchenko D.M., Korpach O.A. Dynamic control systems of a semi-trailer trolley. Visnyk National Transport University. Series «Technical Sciences». Scientific journal. – Kyiv: National Transport University, 2022. – Issue 3 (53).

In the article, an analysis of the dynamic control systems of a semi-trailer trolley and control of the turning axles of a semi-trailer trolley were carried out.

The object of the research is the dynamic control systems of the wheels (axles) of a semi-trailer trolley.

The purpose of the work is a comparative assessment of the maneuverability of road trains under different laws and methods of controlling a semi-trailer truck using a dynamic way of turning the wheels of a semi-trailer trolley.

Research methods are analytical and comparative.

Today, the state of development of rolling stock of road transport is characterized by various types and types of cars, trailers and semi-trailers. For the transportation of large consignments of cargo, it is advisable to use road trains of various layout schemes. Along with the most common two-axle cars with front steered wheels, new designs with other layouts and steering control systems are increasingly being developed: cars and road trains with all steered wheels, multi-axle cars with different numbers and positions of steered wheels, cars with non-rotating wheels, articulated wheels machines etc. The large overall dimensions of the road train lead to a significant increase in its overall traffic lane and significantly complicate its management.

If a road train has controlled links, the difficulties arise in the fact that the study of the movement of such a motor vehicle is significantly complicated due to the need to take into account the influence of a large number of factors on the nature of their movement. The interaction of neighboring links during the movement of the road train eventually spreads to the entire vehicle and causes certain deviations of the components of the road train from the direction of movement set by the leading link (tractor). Taking into account that the road train is a means of increased danger, first of all, steps should be taken in the direction of research into the maneuverability of road trains, the results of which will be the basis for solving many technical issues.

The greatest efficiency of transportation will be achieved when the maximum permissible length of the road train and its maximum carrying capacity will be fully used. The use of road trains with controlled trailer links complicates the process of driving a road train. The interaction of the links of the road train affects the entire vehicle and causes certain deviations of its components from the direction of movement set by the leading link (truck).

The dynamic method of control is based on the use of tire elasticity, which allows you to create machines with non-rotating wheels and different degrees of rotation. This method is typical of a semi-trailer trolley.

The stability of the movement of the road train during braking, along with the effectiveness of the braking system, is quite important. With the normal movement of the road train and its correct braking, when braking forces are created on all wheels corresponding to the coupling mass that falls on them, without bringing the wheels to complete blocking, the movement is quite stable. Violation of the stability of the road train is usually associated with the onset of skidding of one of the axles of the car or trailer, the most common cause of which is the blocking of the braking wheels.

The main consequences of a disturbance of stability in the case of applying a temporarily acting disturbing lateral force applied to one or another axle of the road train is the skidding of this axle. If the

oscillations have a fading character, the movement of the road train continues normally. If the fluctuations in the process of movement increase, the movement of the road train becomes unstable. With proper braking, the road train moves steadily both when braking on a straight line and when turning.

The conducted research established that the use of wheel braking on one side of the truck to correct the trajectory of the semi-trailer trolley is effective at low speeds, at which both high maneuverability indicators are ensured and stability indicators are not violated, however, the obtained patterns require experimental verification.

KEYWORDS: ROAD TRAIN, SEMI-TRAILER, MANEUVERABILITY, CONTROL METHOD TRUNS, STABILITY.

АВТОРИ:

Босенко Володимир Миколайович, кандидат технічних наук, Національний транспортний університет, старший викладач кафедри автомобілів, e-mail: bosia4ok@ukr.net, тел. +380442804252, Україна 01010, м.Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к.306, orcid.org/306 0000-0002-9654-949X.

Тімков Олексій Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри автомобілів, e-mail: o.timkov@ntu.edu.ua, тел. +380442804252, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1. к.306, orcid.org/0000-0002-7925-7030.

Ященко Дмитро Миколайович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри автомобілів, e-mail: y_d@ukr.net, тел. +380442804252, Україна 01010, м.Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка, 1, к.306, orcid.org/0000-0003-3674-0089.

Корпач Олексій Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри автомобілів, e-mail: korpach1988@gmail.com, тел. +380442804252, Україна, 01010, м. Київ, вул. М. Омеляновича-Павленка 1. к.306, orcid.org/0000-0002-2496-4395.

AUTHORS:

Bosenko Vladimir M., Ph.D., National transport university, senior lecturer department of automobiles. e-mail: bosia4ok@ukr.net, tel. +380442804252, Ukraine 01010, Kiev, St. Omelyanovicha-Pavlenka, 1, room 306, orcid.org/0000-0002-9654-949X.

Timkov Oleksii M., Ph.D., associate professor, National Transport University, associate professor department of automobiles, e-mail: o.timkov@ntu.edu.ua, tel. +380442804252, Ukraine, 01010, Kyiv, Mykhaila Omelianovycha-Pavlenka Str. 1, of. 306, orcid.org/0000-0002-7925-7030.

Yaschenko Dmitriy M., Ph.D., associate professor, National transport university, associate professor department of fvtomobiles, e-mail: y_d@ukr.net, tel. +380442804252, Ukraine, 01010, Kyiv, Mykhaila Omelianovycha-Pavlenka Str. 1, of. 306, orcid.org/0000-0003-3674-0089.

Korpach Oleksii A., Ph.D., associate professor, National Transport University, associate professor department of automobiles, e-mail: korpach1988@gmail.com, тел. +380442804252, Ukraine, 01010, Kyiv, Mykhaila Omelianovycha-Pavlenka Str. 1, of. 306, orcid.org/0000-0002-2496-4395.

РЕЦЕНЗЕНТИ:

Жаров Костянтин Сергійович, кандидат технічних наук, Начальник центру оцінки відповідності КТЗ та наукових досліджень системи технічного регулювання ДП «ДержавтотрансНДІпроект», Київ, Україна.

Ковбасенко Сергій Володимирович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, професор кафедри інженерії машин транспортного будівництва, Київ, Україна.

REVIEWER:

Zharov Kostyantyn S., Ph.D., Head of the Center for Assessment of Compliance with Technical Regulations and Scientific Research of the System of Technical Regulation of State Enterprise «DerzhavtotransNDIproekt», Kyiv, Ukraine.

Kovbasenko Serhii V., Ph.D., associate professor, National Transport University, professor of the department of engineering of transport construction machines, Kyiv, Ukraine.